

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 59-025097
 (43)Date of publication of application : 08.02.1984

(51)Int.Cl.

 F04C 25/00
 F04B 35/00
 F25B 31/02

(21)Application number : 57-134913
 (22)Date of filing : 02.08.1982

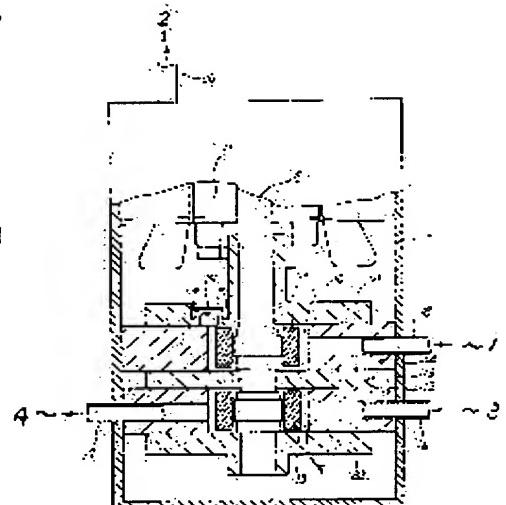
(71)Applicant : MITSUBISHI ELECTRIC CORP
 (72)Inventor : SATO YUTAKA
 ISHIJIMA KOJI
 ASAMI KAZUTOMO
 WADA TOMIO

(54) ENCLOSED TYPE ROTARY COMPRESSOR

(57)Abstract:

PURPOSE: To make the miniaturization and lightweightness of a system attainable as a whole, by housing a compressor element comprising a Rankine refrigerant cycle, a motor element driving this compressor element and an expander element all in an enclosed case, while transmitting the power of individual elements via one driving shaft alone.

CONSTITUTION: A condensed liquid 3 is led into an expander element 9 by way of a liquid pipe 16 and engenders adiabatic expansion inside an expander cylinder 12 while part of the condensed liquid drives a driving shaft as being gasified and flows into a vaporizer from a low-pressure pipe 17. On the other hand, suction gas is led into a compressor element 10 through a suction pipe 18 and adiabatically compressed inside a compressor cylinder 14, then once discharged to the inside of an enclosed case 7 via a discharge valve part 19, passing a motor element 11 part and flowing into a condenser from a discharge pipe 20. At this time, the power required for compression is fed from the motor element 11 and the expander element 9 via a driving shaft 8.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

⑯ 日本国特許庁 (JP) ⑮ 特許出願公開
 ⑰ 公開特許公報 (A) 昭59—25097

⑯ Int. Cl.³
 F 04 C 25/00
 F 04 B 35/00
 F 25 B 31/02

識別記号 厅内整理番号
 7018—3H
 7018—3H
 Z 7613—3L

⑯ 公開 昭和59年(1984)2月8日
 発明の数 1
 審査請求 未請求

(全 5 頁)

⑯ 密閉形回転式圧縮機	⑰ 発明者 浅見和友 静岡市小鹿三丁目18番1号三菱 電機株式会社静岡製作所内
⑯ 特願 昭57—134913	⑰ 発明者 和田富美夫 静岡市小鹿三丁目18番1号三菱 電機株式会社静岡製作所内
⑯ 出願 昭57(1982)8月2日	⑰ 出願人 三菱電機株式会社 東京都千代田区丸の内2丁目2 番3号
⑯ 発明者 佐藤豊 静岡市小鹿三丁目18番1号三菱 電機株式会社静岡製作所内	⑰ 代理人 弁理士 葛野信一 外1名
⑯ 発明者 石嶋孝次 静岡市小鹿三丁目18番1号三菱 電機株式会社静岡製作所内	

明細書

1. 発明の名称

密閉形回転式圧縮機

2. 特許請求の範囲

- (1) ランキン冷凍サイクルを構成する圧縮機要素と、これを駆動する電動機要素、及び膨張機要素を密閉容器内に収納し、一本の駆動軸で各要素の動力伝達を行なうことを特徴とした密閉形回転式圧縮機。
- (2) 圧縮機要素と膨張機要素とを仕切板を介して隣接配置し、この仕切板の両側に各々の要素を構成するシリンダと駆動軸の軸受及びシリンダ室を密閉するフレームとシリンダヘッドを備えた特許請求の範囲第1項記載の密閉形回転式圧縮機。

3. 発明の詳細な説明

本発明はランキンサイクルによる冷凍用密閉形回転式圧縮機に関するものである。
現在、多くの冷凍・空調装置のうち、蒸気圧縮冷凍サイクルは最も広く使用されており、そ

の基本構成要素は第1図に示すようになっている。すなわち、吸入ガス(1)は圧縮機(2)によって断熱圧縮され、Q₁の熱量を得て、吐出ガス(3)の状態となり凝縮器(51)内でQ₂の熱量を放熱し、凝縮液(3)となる。凝縮液(3)は絞り装置(52)を通過する時、等エンタルピ膨張を起し、膨張ガスと液(4)の二相状態となって蒸発器(53)内に入り、Q₃の熱量を得て元の吸入ガス(1)の状態に戻る。なお、圧縮機は駆動軸(5)を介し、電動機等によって駆動されている。

この冷凍サイクルの熱収支バランスは

$$Q_2 = Q_1 + Q_3 \quad \dots \dots \dots \quad (1)$$

であり、この冷凍サイクルのP-i線図を第2図に示す。

第2図において、吸入ガス(1)は断熱圧縮(等エンタルピ圧縮)によって、吐出ガス(3)となる。この時の単位重量当りの仕事(L₁)は、

$$AL_1 = i_2 - i_1 = Q_1 \quad \dots \dots \dots \quad (2)$$

(A: 仕事の熱当量)

で示される。

次に、凝縮器内での放熱量は、

$$i_2 - i_3 = Q_2 \quad \dots \dots \dots \quad (3)$$

で示され、飽和管内では、等温度 T_3 [K] で、凝縮が行なわれる。

凝縮器を出た凝縮液(3)は、絞り装置によって膨張するか、この変化の際は等エンタルピ変化であるため、

$$i_3 = i_4 \quad \dots \dots \dots \quad (4)$$

であり、所定の蒸発温度 T_1 で蒸発器内で吸熱し、等温 T_1 下で蒸発し、吸入ガス(1)の状態となる。この時の吸熱量が冷凍能力であり、

$$i_1 - i_2 = Q_1 \quad \dots \dots \dots \quad (5)$$

で表わされる。

また、サイクルの効率： η_1 は

$$\eta_1 = \frac{Q_1}{A L_1} = \frac{i_1 - i_3}{i_2 - i_1} \quad \dots \dots \dots \quad (6)$$

として表わされる。

次に、同冷凍サイクルを T-s 線図にて示すと第 3 図のようになる。ここで示すように、凝縮液(3)が絞り装置にて膨張して、膨張ガス(4)とな

(3)

$$\eta_2 = \frac{Q'_1}{A L_2} = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1} \quad \dots \dots \dots \quad (7)$$

となり、上記従来の蒸気圧縮冷凍サイクルの(6)式と比較すると、

$$Q'_1 - Q_1 = i_3 - i_4 \quad \dots \dots \dots \quad (8)$$

となり、(8)式で示す熱量分冷凍能力が増加し、サイクル効率も

$$\eta_1 < \eta_2$$

となる。

本発明はこのランキン冷凍サイクルに用いられる機器に係り、特に圧縮機と膨張機を隣接する構成にするとともにこれらを駆動軸によって連結せしるようとしたもので、システム全体の小形化・軽量化を可能としたものである。

以下、図示実施例により本発明を説明すると(7)は密閉容器で、この容器内には、一本の駆動軸(8)によって、互いに動力伝達を受ける膨張機要素(9)、圧縮機要素(10)及び電動機要素(11)を収納している。9は膨張機用シリンダで、金属性の仕切板(12)を介して、この仕切板の上部の圧縮機

る過程に於いて、エントロビ S が増加していくことがわかる。そして、図中の斜線部分が無効な仕事として捨てられている。

本発明で述べるランキン冷凍サイクルとは、この膨張過程を等エントロビ変化で行なわせ、上記(6)式で示したところのサイクル効率を良くした冷凍サイクルに関するものである。

以下、第 4 図にランキン冷凍サイクルの基本構成を示す。図において(9)は膨張機で、圧縮機の駆動軸(15)とは連結軸(16)によって、一連となっている。そして、膨張機(9)内で凝縮液(3)が膨張ガスと液(4')に変化して行く過程で、 Q_1 の熱を失なうことであるが、この Q_1 は膨張機を駆動する仕事(L_2)に変換されるため、外界との熱交換はない。

このランキン冷凍サイクルを P-i 線図、T-s 線図で表わすと、第 5 図及び第 6 図のようになる。

第 5 図において冷凍サイクル効率： η_2 は、

(4)

用シリンダ(10)と隣接しており、それぞれのシリンダ内には、ローラ(13)、ペーン(図示せず)等の部品を具備されている。

そして膨張機要素(9)へは、凝縮液(3)が液管(16)を通じて導入され膨張機用シリンダ(10)内で断熱膨張を起こし、凝縮液の一部はガス化しながら、駆動軸を駆動して、低圧管(17)から蒸発器へと流れる。

また圧縮機要素(10)へは、吸入ガス(1)が吸入管(18)を通じて導入され、圧縮機用シリンダ(10)内で断熱圧縮され、吐出弁部(19)を経て、密閉容器(7)内へ一旦吐出される。その後電動機要素(11)部を通過し、吐出管(18)から凝縮器へと流れる。この時、圧縮に必要な動力は、電動機要素(11)と膨張機要素(9)とから、駆動軸(8)を介して供給される。また、圧縮機要素(10)の上部にフレーム(20)、膨張機要素(9)の下部にはシリンダヘッド(21)が、軸受及びシリンダ端面密閉のために具備されている。

つぎに、圧縮機内部の圧縮要素(10)で発生した

(5)

(6)

熱は膨張機要素(9)へ移動する。この熱移動の状態を第8図に示す。

第8図において単位重量当りの冷媒ガスを断熱圧縮することによって発生する熱量を単位時間当り Q_5 とし、このうち圧縮機要素へ移動する熱量を Q_6 、またこの Q_6 のうち膨張器要素へ移動する熱量を Q_7 とする。なお、この他に電動機要素からの発熱も考えられるが、これらは本発明以外の構造でも同様であるため、説明を省略する。

熱量 Q_5 、 Q_6 については圧縮機としては常に存在するが、 Q_7 という熱移動の影響が圧縮機要素と冷媒サイクル全体に及ぼす影響について、第9図で説明すると、

(1) 圧縮機要素からは Q_7 の熱量が取り除かれるため、断熱圧縮線は $2 \rightarrow 2'$ へと変わる。つまり、圧縮所要動力(L_3)は

$$\Delta L_3 = i_2 - i_1 \quad \dots \dots \dots \quad (9)$$

となり、圧縮行程の動力は断熱圧縮より少なくなる。

(7)

本発明は以上述べたようにランキン冷媒サイクル用いられる圧縮機、膨張機、及び電動機を一体にして密閉容器に収納するとともに单一の駆動軸で連結するよう構成したから、従来の小容量冷媒サイクルのような絞り装置を使用する冷媒システムに比べ、効率の良い冷媒システムを提供することができる。また圧縮機駆動に要する動力は駆動軸により電動機と膨張機によって供給されるので、この冷媒サイクルを動作させるのに必要な外部からの入力、すなわち電動機の消費電力を大幅に軽減できる。

さらに、ランキン冷媒サイクルの効率には及ばないものの小形、軽量化により省スペース、低コスト化が図られるため実用上において小容量冷媒システムに十分適用できるものである。

なお上記実施例ではローリングピストン形の圧縮機、膨張機について説明したが、本考案はこれに限定されるものではなく、この他にスライディング・ペーン形圧縮機においても上記と同様効果を有することはもちろんである。

(9)

(2) 膨張機要素に移動した Q_7 は、断熱膨張過程における冷媒加熱という現象を引起すため、 $4' \rightarrow 4''$ の膨張線となる。したがって、冷媒能力は

$$i_1 - i_4'' = Q_3'' \quad \dots \dots \dots \quad (10)$$

となる。

ここで、 Q_7 の熱移動による圧縮動力の低減量と冷媒能力の減少量が、ランキン冷媒サイクル効率 η_1 に及ぼす影響は第10図のようになる。すなわち圧縮機動力軽減量は $(1, 2, 2')$ で示された斜線部分となり、膨張機による動力損失量は $(S_4'', 4'', 3, 4', S_4')$ で囲まれた斜線部分となる。

よって、本発明による冷媒サイクルは、ランキン冷媒サイクルに比べて

$$(S_4'', 4'', 3, 4', S_4') - (1, 2, 2') = \Delta \eta \text{ ユニット}$$

となり $\Delta \eta$ 分効率が低下する。

しかし、第2図、第8図で示した従来の絞り装置を用いた冷媒サイクルに比較して効率が改善されるものである。

(8)

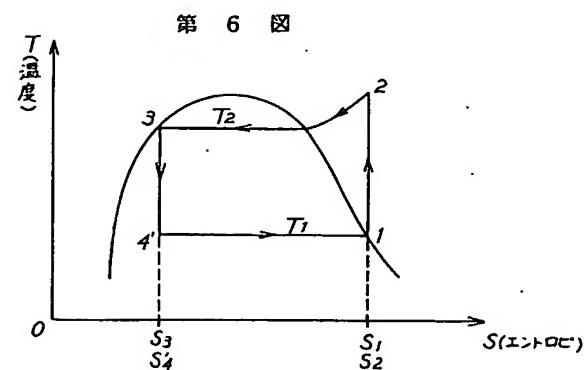
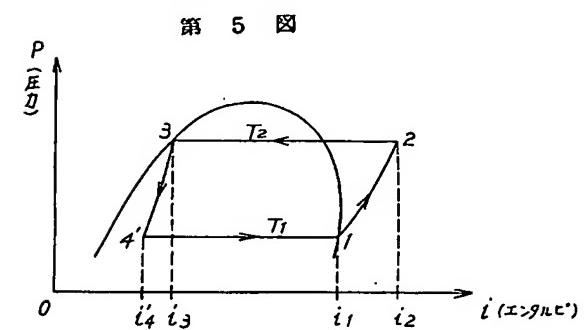
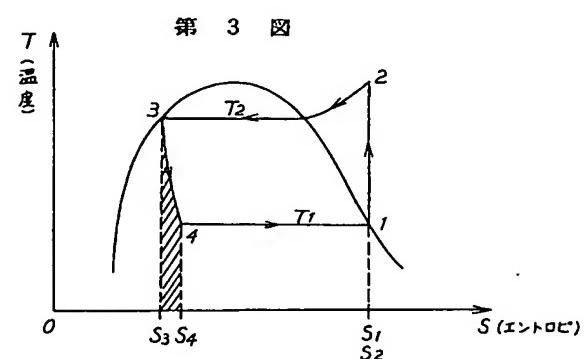
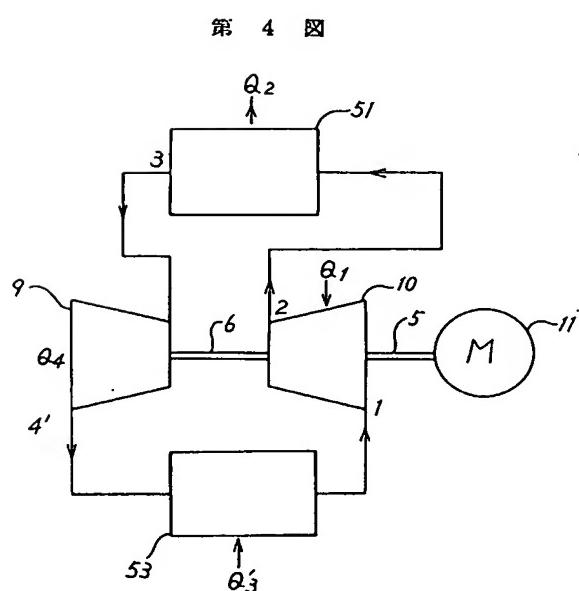
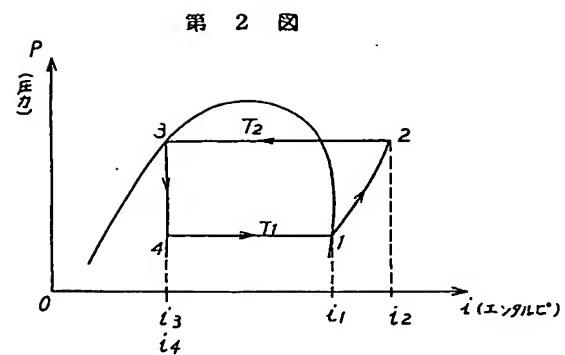
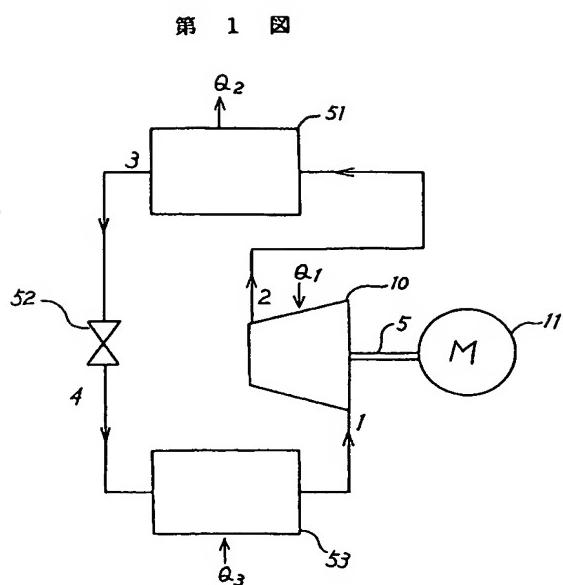
4 図面の簡単な説明

第1図は従来の絞り装置を用いた蒸気圧縮冷媒サイクルの基本構成図、第2図は第1図の冷媒サイクルの圧力-エンタルビ線図、第3図は第1図の温度-エントロビ線図、第4図はランキン冷媒サイクルの基本構成図、第5図は第4図の圧力-エンタルビ線図、第6図は第4図の温度-エントロビ線図、第7図は本発明の一実施例を示す密閉形回転圧縮機の縦断面図、第8図は本発明の実施例における熱移動説明図、第9図、第10図は本発明の実施例における冷媒サイクルの圧力-エンタルビ線図及び温度-エントロビ線図である。

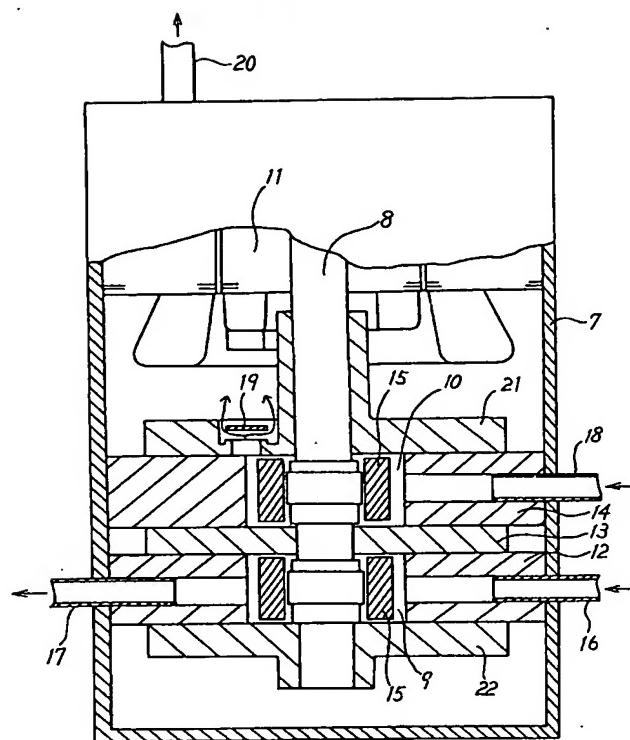
なお、図中同一符号は同一または相当部分を示し、(1)は密閉容器、(2)は駆動軸、(9)は膨張機要素、(10)は圧縮機要素、(11)は電動機要素、(12)は膨張機用シリンダ、(13)は仕切板、(14)は圧縮機用シリンダ、(15)はフレーム、(16)はシリンダーヘッドである。

代理人 葛野信一

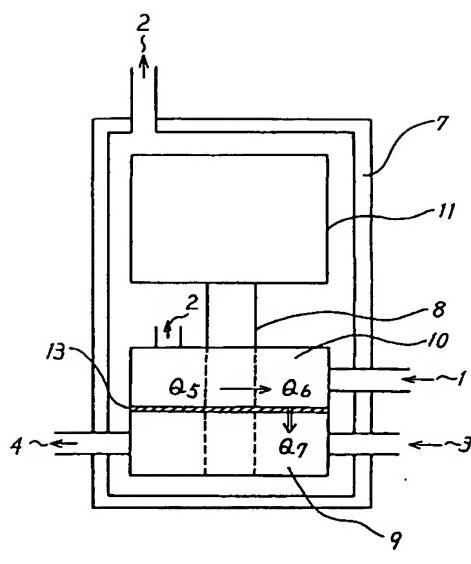
10



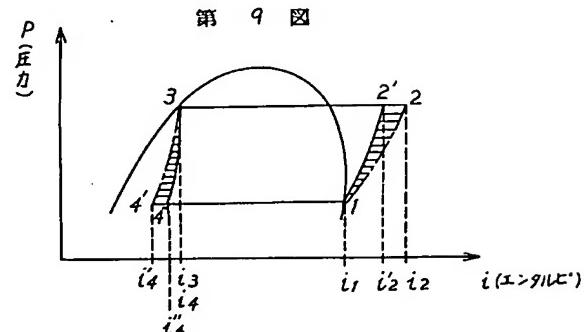
第 7 図



第 8 図



第 9 図



第 10 図

